

**VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ
UNIVERZITA OSTRAVA
STROJNÍ FAKULTA
Katedra mechaniky**

Kontrola nosičů AKU boxu lokomotivy
při nárazu lokomotivy do vagónu

Verification of AKU boxes carriers during
crash of locomotive to wagon

Student

Martin Hradil

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Ondřej František

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Hradil**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3901R003 Aplikovaná mechanika
Téma: **Kontrola nosičů AKU boxů lokomotivy při nárazu lokomotivy do vagónu**
Verification of AKU Boxes Carriers During Crash of Locomotive to Wagon

Zásady pro vypracování:

1. Teoretická rešerže nelineárního kmitání s jedním a dvěma stupni volnosti
2. Lineární matematický model nárazu lokomotivy do pevné překážky
3. Nelineární matematický model nárazu lokomotivy do pevné překážky
4. Analýza překlopení AKU boxů vlivem nárazu
5. Pevnostní kontrola konstrukce AKU boxů

Seznam doporučené odborné literatury:

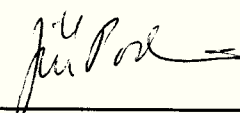
- [1] BREPTA, R; PŮST, L; TUREK, F. *Mechanické kmitání*. Praha : Sobotáles, 1994. 589 s.
[2] VINOGRADOV, O. *Fundamentals of Kinematics and Dynamics of Machines and Mechanisms*. London: CRC Press, 2000
[3] COOK, D. *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. 1st printing. United States of America: John Wiley & sons, Inc., 1995. 320 s. ISBN 0-471-10774-3
[4] KOLÁŘ, V; NĚMEC, I; KANICKÝ, V. *FEM - Principy a praxe metody konečných prvků*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9
[5] ANSYS, Inc. *ANSYS Release 12.0 Documentation*. 2009. Dostupné v elektronické podobě jako součást softwaru ANSYS 12.0.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ondřej František**

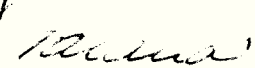
Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry



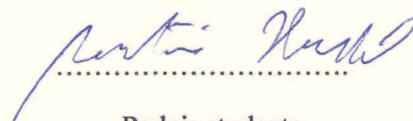


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 23.05.2011



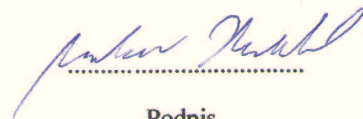
Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/200 Sb. , autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, rámci školních představení a užití díla školního § 60 – školní dílo
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách) , ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

23.05.2011



Podpis

Jméno a příjmení autora práce: MARTIN HRADIL

Adresa trvalého pobytu autora práce: U. VACKA 6044/3 OSTRAVA 70800 CZ

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu své bakalářské práce Ing. Ondřeji Františkovi za vedení a řadu cenných připomínek v průběhu její tvorby. Také velice děkuji své rodině za vytvoření příjemných podmínek pro řešení technických výzev, které přede mnou stály.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HRADIL, M. *Kontrola nosičů AKU boxů lokomotivy při nárazu lokomotivy do vagónu : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2011, 40 s. Vedoucí práce: Ing. Ondřej František

Bakalářská práce se zabývá řešením lineárního a nelineárního kmitání, jež vzniká při srážce lokomotivy a vagónů s ohledem na konstrukci AKU boxů jež lokomotivu napájí. V úvodu jsou shrnuty poznatky z teorie lin. a nelineárního kmitání, jakož i metody řešení a linearizace. Následně je provedena dynamická analýza srážky a její důsledky použity pro vyhodnocení dynamického chování AKU boxu.

Klíčová slova: Lineární kmitání, Nelineární kmitání, Elektrická lokomotiva, Srážka

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

HRADIL, M. *Verification of AKU boxes carriers during crash of locomotive to wagon*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of mechanics, 2011, 40 p. Thesis head: Ing. Ondřej František

This bachelor thesis contains solutions of linear and nonlinear oscillation, that accompany in crash of railroad locomotive with wagons with respect to construction of an AKU boxes that power locomotive with electricity. At the beginning there are summarized knowledge of theory of linear and nonlinear oscillation, same as methods used to solving oscillation and methods of linearization. Then there is made dynamic analysis of crash and it's consequences is used for evaluation of dynamic response of AKU box.

Keywords: Linear oscillation, Nonlinear oscillation, Electric railroad locomotive, Crash

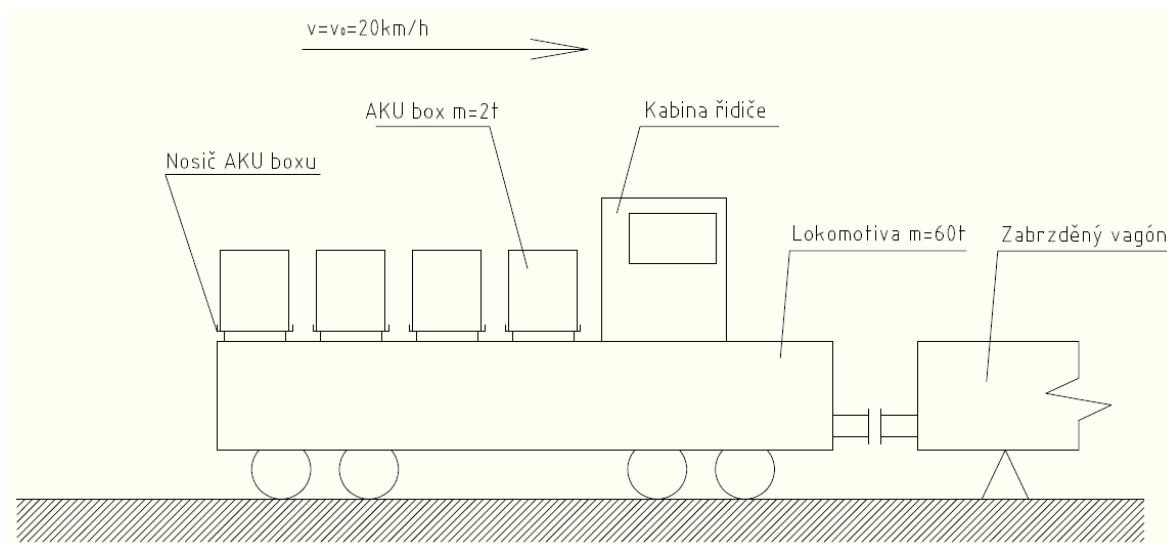
Obsah

1 Úvod	8
2 Teoretická rešerše nelineárního kmitání s jedním a dvěma stupni volnosti	9
2.1 Typy nelineárních soustav a jejich výpočtové modely	9
2.2 Rozbor nelinearit v mechanických soustavách	10
2.3 Přibližné metody řešení nelineárních pohybových rovnic	11
3.1 Rozbor úlohy.....	15
3.2 Analytické řešení.....	16
3.3 Numerické řešení	20
4 Nelineární matematický model nárazu lokomotivy do pevné překážky	24
4.1 Numerické řešení	25
4.2 Numerické řešení s ohledem na deformaci rámu lokomotivy.....	27
5 Analýza překlopení AKU boxů vlivem nárazu.....	32
5.1 Zamezení překlopení AKU boxu	36
6 Pevnostní kontrola konstrukce nosičů AKU boxů	38
7 Závěr	39

1 Úvod

V bakalářské práci je řešena srážka lokomotivy a vagónu, při které díky pružným nárazníkům dochází k nelineárnímu zákmitu. Díky náhlému nucenému brzdění lokomotivy působí na AKU boxy setrvačné síly, jež namáhají jejich konstrukci a hrozí dokonce jejich překlpení. Cílem bakalářské práce je stanovení časového průběhu záporného zrychlení působícího na lokomotivu je jeho vliv na konstrukci nosičů AKU boxů.

Bakalářská práce je rozčleněna na několik na sebe navazujících částí. V teoretické části jsou popsány základy pro řešení lineárního a nelineárního kmitání. Následuje část s lineárním modelem, jenž bude sloužit pro srovnání a ověření výsledků z navazující nelineární kapitoly. V závěrečné části jsou vypočtené výsledky z předchozích kapitol použity ke zjištění chování AKU boxů a stanovení zátěže.



Obr.1 Náčrt situace (autor 2011)

2 Teoretická řešerše nelineárního kmitání s jedním a dvěma stupni volnosti

Nelineární soustavu v dynamice můžeme charakterizovat jako mechanickou soustavu, která obsahuje alespoň jeden prvek, který má charakteristiku popsanou nelineární závislostí silových a kinematických (deformačních) veličin. Výpočtové modely nelineárních mechanických soustav jsou představovány soustavami nelineárních diferenciálních rovnic, často doplněnými soustavami matematických relací. Na rozdíl od dnes již prakticky uzavřené teorie lineárních diferenciálních rovnic je teorie nelineárních diferenciálních rovnic ve stavu, kdy jsou formulovány a postupně ověřovány výsledky analýzy jednotlivých typů matematických modelů. Při jejich řešení se pak setkáváme s řadou matematických těžkostí, které především vyplývají ze skutečnosti, že při řešení nelineárních diferenciálních rovnic neplatí zákon superpozice. Z toho například vyplývá, že vlastní a vynucené kmitání se vzájemně ovlivňují, že u vynuceného kmitání nelze budící účinky rozložit do harmonických složek a jejich dílčí odezvy prostě sečíst, neplatí, že dvojnásobná velikost vnější síly vyvolá dvojnásobnou výchylku (v mimorezonančních oblastech) apod.

Každá reálná mechanická soustava je vždy více či méně nelineární a to především v tlumení.

2.1 Typy nelineárních soustav a jejich výpočtové modely

Základní rozdělení nelineárních soustav na autonomní a neautonomní či konzervativní a nekonzervativní zůstává stejné jako u lineárních soustav. Při formulování výpočtových modelů se s ohledem na omezený rozsah BP omezím především na soustavy s 1 stupněm volnosti.

a) Výpočtový model autonomní soustavy

$$a\ddot{q} + f(q, \dot{q}) = Q \quad (1)$$

b) Výpočtový model neautonomní konzervativní soustavy

$$a\ddot{q} + f(q) = Q \quad (2)$$

c) Výpočtový model kvazilineární neautonomní soustavy

$$a\ddot{q} + \mu f(q, \dot{q}) = Q \quad (3)$$

d) Výpočtový model neautonomní soustavy s parametrickým buzením

$$a\ddot{q} + h_1(t)fb(\dot{q}) + h_2(t)fk(q) = Q \quad (4)$$

Poznámka: Položíme-li v rovnicích (1)-(4) $Q = 0$, dostaneme autonomní výpočtové modely příslušného typu.

2.2 Rozbor nelinearit v mechanických soustavách

Fyzikální jevy, probíhající v reálných mechanických soustavách, jsou obecně velmi složité. Jejich modelování se usnadní diskretizací soustavy, to znamená soustředěním hmotnostních parametrů do izolovaných bodů a jejich propojením "nehmotnými" pružnými a tlumícími vazbami. U nelineárních mechanických soustav pak tyto vazby modelujeme pomocí nelineárních závislostí, splňujících určité podmínky.

a) Pružné síly (momenty) splňují podmínku

$$f_k(q) \cdot q > 0 \quad \text{pro } q \neq 0 \quad (5)$$

kteřá je totožná s požadavkem, aby pružná vazba vracela soustavu po vychýlení a odlehčení vždy zpět do původní polohy. "Typ" pružné charakteristiky můžeme usuzovat podle hodnoty funkce derivace

$$P(q) = \frac{d^2 f_k(q)}{dq^2} = \begin{cases} < 0 & \text{měkká charakteristika pružné vazby} \\ 0 & \text{lineární vazba} \\ > 0 & \text{(tuhá progresivní) charakteristika} \end{cases} \quad (6)$$

Typ charakteristiky určuje specifickou "deformaci" takzvané skeletové křivky (závislost vlastní frekvence na amplitudě kmitu) i amplitudové rezonanční křivky.

Speciálním případem jsou symetrické charakteristiky, pro které platí

$$f_k(q) = -f_k(-q) \quad (7)$$

b) Tlumící síly (momenty)

Jsou prakticky vždy nelineární a v lineárních modelech se nahrazují "energeticky ekvivalentním" viskózním tlumením, závislým lineárně na první mocnině relativní rychlosti.

Tlumící síly, které splňují podmínku

$$f_b(\dot{q}) \cdot \dot{q} > 0 \quad (8a)$$

vykonávají takzvanou "zápornou" práci a v modelové soustavě dochází k disipaci energie. Pokud ale platí, že

$$f_b(\dot{q}) \cdot \dot{q} < 0 \quad (8b)$$

je tlumícími silami energie do systému dodávána, akumuluje se a může dojít ke vzniku samobuzeného kmitání. V této souvislosti se někdy používá pojmu "záporné tření".

c) Nelineární síly (momenty) smíšeného typu

Závisí obecně jak na výchylkách, tak i na rychlostech. Pro většinu inženýrských úloh si vystačíme s přibližnými funkcemi typu

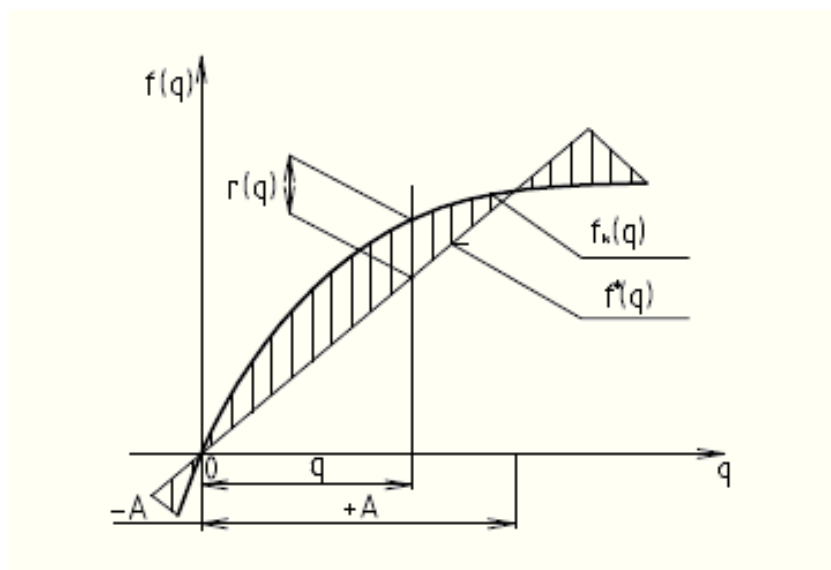
$$f(q, \dot{q}) \cong f_b(\dot{q}) + f_k(q) \quad (9)$$

2.3 Přibližné metody řešení nelineárních pohybových rovnic

K hledání řešení problémů dynamiky lze přistupovat dvěma způsoby, exaktně či numericky. Zatímco exaktní řešení nám dává naprosto přesné řešení chování soustavy, při numerickém řešení musíme úlohu zjednodušit a přijmout jisté předpoklady. Nevýhodou je naopak neúměrná časová náročnost exaktního řešení, stejně jako fakt, že pokud vhodně zjednodušíme úlohu, budou výsledky numerickými metodami dostatečně přesné.

Z důvodu omezeného rozsahu BP bude omezena pouze na metodu přímé linearizace, další metody budou zmíněny v závěru kapitoly.

Metoda linearizace, nazývána také metodou středně kvadratické linearizace, nevyžaduje, aby nelineární charakteristiky pružných nebo tlumících vazeb, byly nutně analytickými funkcemi svých parametrů. Přes relativní jednoduchost dává velmi dobré výsledky.



Obr. 2 Kvadratická linearizace (Brepta, Půst, Turek 1994)

Idea linearizace je zřejmá z (obr.2). Minimalizujeme-li rozdíl mezi skutečným průběhem funkce $f_k(q)$ a její lineární aproximací $f^*(q) = k^* \cdot q$ jako minimum středně kvadratických odchylek v intervalu předpokládaných amplitud výchylek $\langle -A, +A \rangle$, hledáme vlastně minimum integrálu

$$I = \int_{-A}^A [r(q)]^2 \cdot dq = \int_{-A}^A [f_k(q) - k^* \cdot q]^2 \cdot dq \quad (10)$$

kde k^* je hledaný parametr linearizované tuhosti. Pokud si uvědomíme, že odchylky $r(q)$ mají větší váhu pro vzrůstající hodnoty $r(q)$, je vhodné nahradit je v integrálu I jejich momentem. Minimum integrálu v závislosti na parametru k^* určuje podmínka $\frac{\partial I}{\partial k} = 0$, pak tedy můžeme napsat

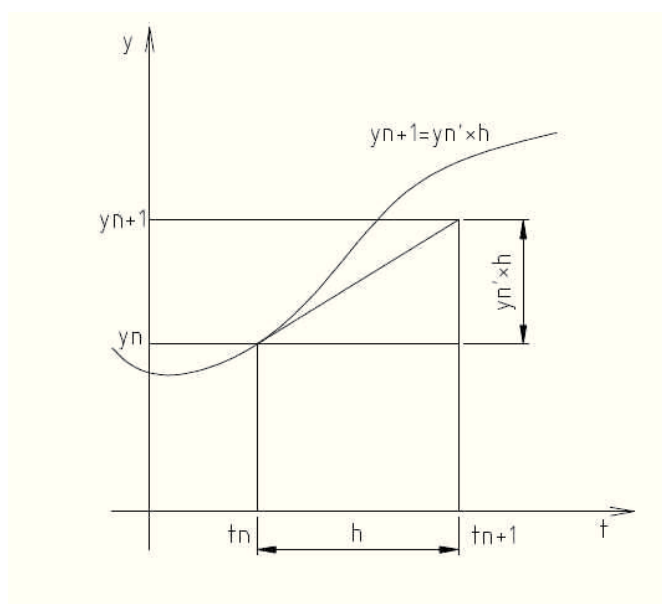
$$k^*(A) = \frac{5}{2A^5} \int_{-A}^A \{[f_k(q) - k^*(q)]q\}^2 \cdot dq = 0 \quad (11)$$

Konečně ze vztahu (11) můžeme určit hodnotu linearizované tuhosti k^* pro předpokládaný rozsah amplitud $\pm A$.

Metod řešení nelineárních pohybových rovnic však existuje celá řada, při jejich výběru by měla být zohledněna jejich robustnost, přesnost a především pracnost. Jmenujme například: metoda malého parametru, metoda vázané středně kvadratické linearizace, metoda ekvivalentní linearizace, Galerkinova metoda.

Při řešení této BP byl využit výpočetní software firmy The Mathworks s názvem Matlab 2010 ve verzi 7.10.0 (R2010a). SW Matlab řeší nelineární diferenciální rovnice metodou Runge-Kutta 4-tého řádu, tato metoda je velmi univerzální a v technické praxi velmi užitečná. Je založena na Taylorově rozvoji funkce, ale nepřímou, tak, abychom nemuseli určovat hodnoty derivací funkce - ty se aproximují výpočtem samotné funkce ve zvolených strategických bodech.

Pro názornost je uvedeno schéma postupu



Obr. 3 Metoda Runge-Kutta (Kneip 2010)

$$\begin{aligned}k_1 &= hf(x_n, y_n) \\k_2 &= hf\left(x_n + \frac{1}{2}h, y_n + \frac{1}{2}k_1\right) \\k_3 &= hf\left(x_n + \frac{1}{2}h, y_n + \frac{1}{2}k_2\right) \\k_4 &= hf(x_n + h, y_n + k_3) \\y_{n+1} &= y_n + \frac{1}{6}k_1 + \frac{1}{3}k_2 + \frac{1}{3}k_3 + \frac{1}{6}k_4 + O(h^5)\end{aligned}\tag{12}$$

Koeficienty u této metody jsou vypočteny tak, aby metoda 4-tého řádu odpovídala Taylorovu polynomu stejného řádu.

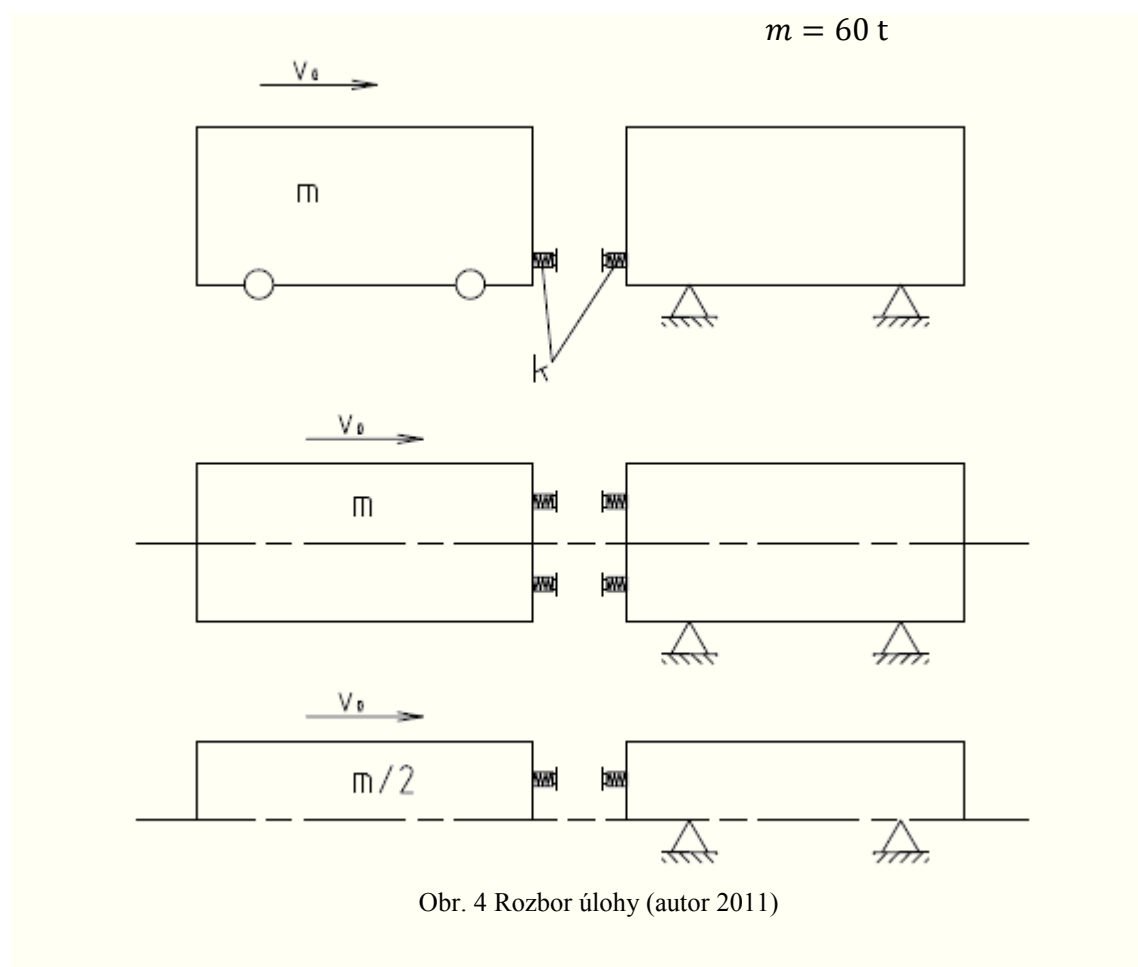
3 Lineární matematický model nárazu lokomotivy do pevné překážky

Z konstrukce lokomotivy vyplývá, že při nárazu do pevné překážky, se nejdříve dostanou do kontaktu nárazníky lokomotivy a vagónu, které jsou tvořeny dvěma pružinami s progresivní charakteristikou, kterou pro počáteční zjednodušení nahradíme pružinou s lineární charakteristikou. Dále se tato BP bude v této části věnovat výpočtu lineárního kmitání, za účelem stanovení dynamických hodnot po stlačení pružin.

3.1 Rozbor úlohy

Počáteční podmínky pro $t = 0$:

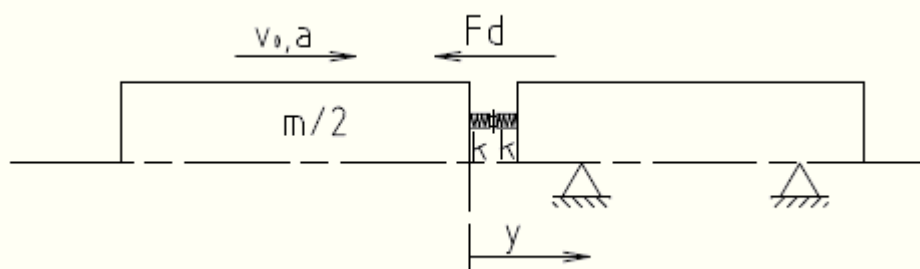
$$v = v_0 = 20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$



Úlohu je vhodné zjednodušit dle obrázku 4 pomocí roviny symetrie, pak je však potřeba vzít v úvahu pouze poloviční hmotnost. Svým zařazením úloha spadá do oblasti lineárního kmitání s jedním stupněm volnosti.

3.2 Analytické řešení

Analytické řešení bude provedeno jako kontrola všech následujících numerických výpočtů.



Obr. 5 Doplnění sil (autor 2011)

Sestavíme pohybovou rovnici podle obrázku 5

$$m \cdot a = \sum F$$

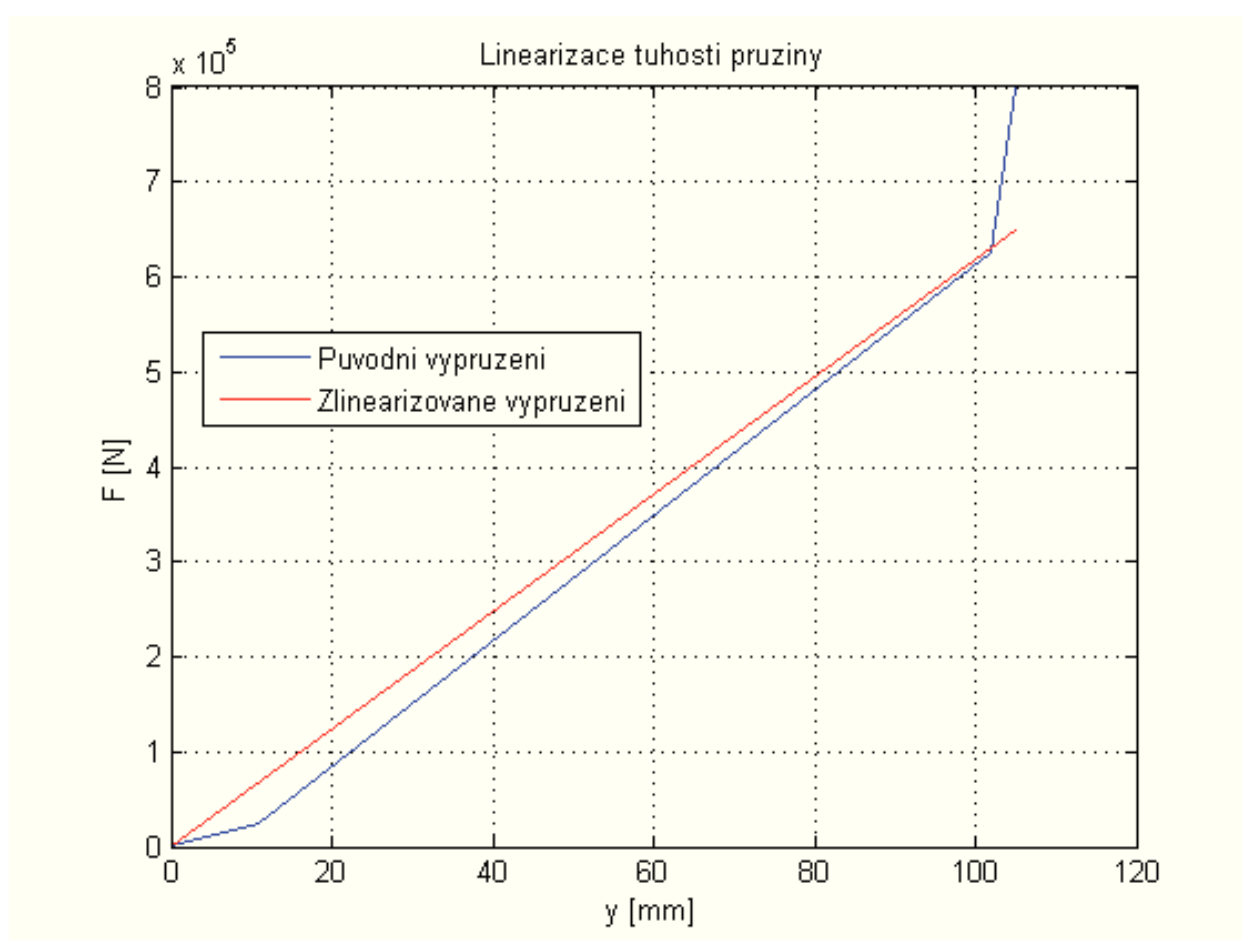
$$\frac{m}{2} \cdot a = -F_D, \text{ kde: } F_D = k_c \cdot y \quad (13)$$

$$\frac{m}{2} \cdot \ddot{y} = -k_c \cdot y$$

V pohybové rovnici, figuruje celková tuhost k_c , kterou je třeba vyjádřit v závislosti na prostorovém uspořádání pružin. V této úloze jsou pružiny při nárazu spojeny sériově, což znamená, že celková deformace je součet deformací obou pružin, a celková tuhost se vypočítá jako součet převrácených hodnot.

$$k_c = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \quad (14)$$

Vztah (14) počítá se dvěma různými tuhostmi pružin, v této úloze se předpokládá, že jak lokomotiva, tak vagón používají v náraznících shodné pružiny. Protože jediným podkladem k výpočtu tuhosti pružiny je sestavní výkres celého nárazníku, na kterém figuruje charakteristika vypružení, v progresivní podobě je třeba charakteristiku linearizovat. Linearizace byla provedena nahrazením přímkou, dle obr. 6.



Obr. 6 Linearizace progresivní pružiny (autor 2011)

Následně je možno určit tuhost pružiny dle vztahu

$$k = \frac{F}{y} \quad (15)$$

$$k = \frac{20000}{29,5} = 677,966 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Stejně jako tuhost pružin v sériovém složení

$$k_c = \frac{k^2}{2 \cdot k} \quad (16)$$

$$k_c = \frac{677,966^2}{2 \cdot 677,966} = 3389,831 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Řešením pohybové rovnice (13), která je vlastně diferenciální rovnicí je funkce

$$y = C \cdot \sin(\Omega_0 t + \varphi_0) \quad (17)$$

což znamená, že je třeba ještě určit vlastní kruhovou frekvenci Ω_0 a integrační konstantu C , fázový posun φ_0 je roven nule.

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{k_c}{\frac{m}{2}}} \quad (18)$$

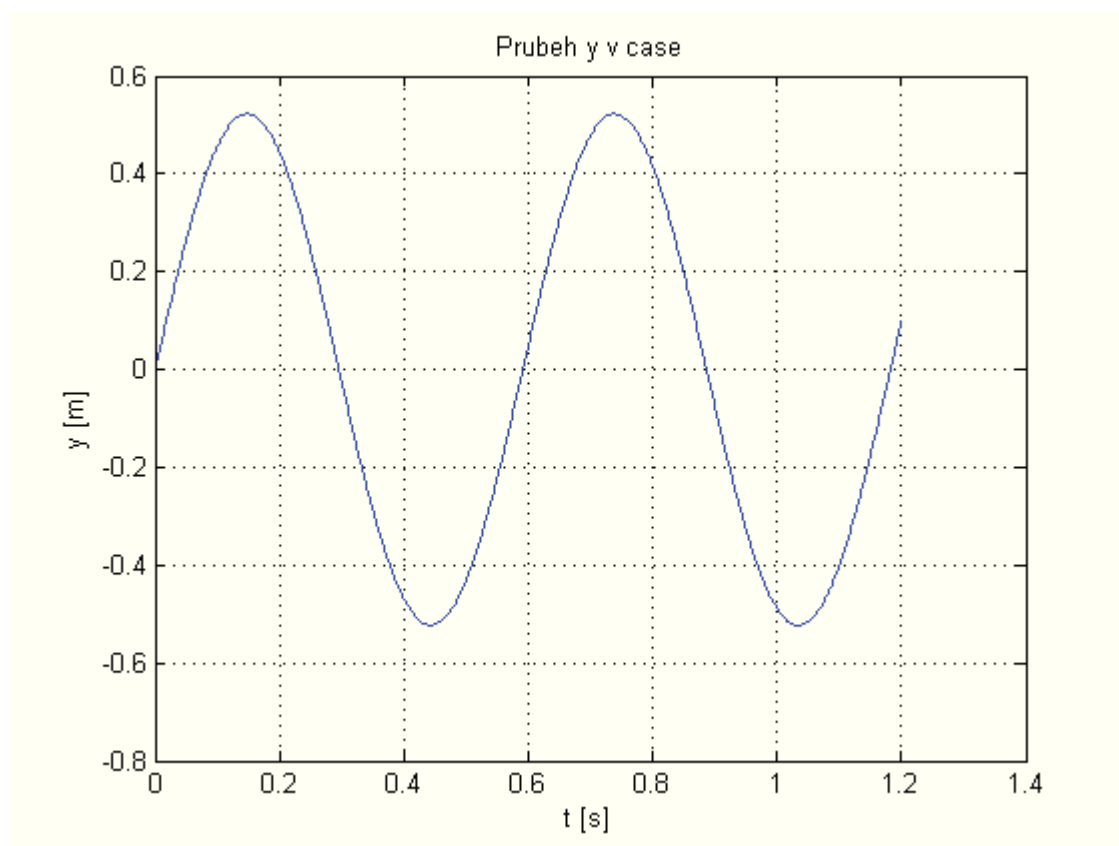
$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{3389,831}{30}} = 10,630 \text{ s}^{-1}$$

$$C = \sqrt{x_0^2 + \frac{v_0^2}{\Omega_0^2}} \quad (19)$$

$$C = \sqrt{0 + \frac{\frac{20}{3,6} \cdot 1000}{10,630}} = 522,634$$

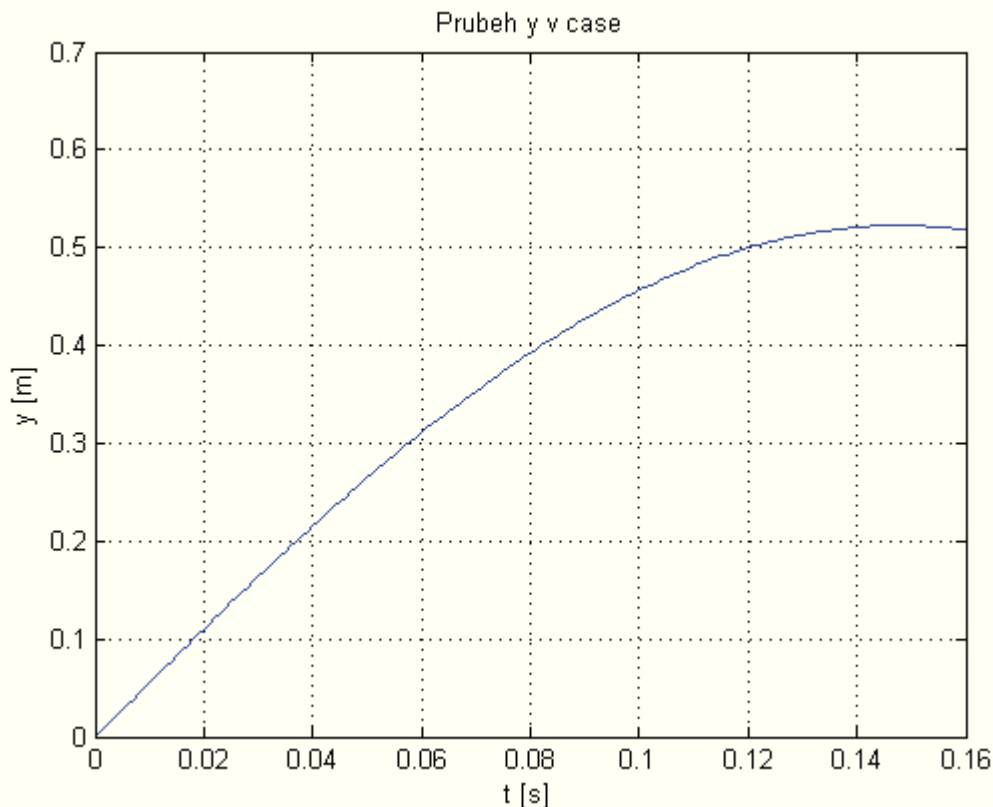
Výsledný tvar analytického řešení je funkce (17) tedy

$$y = 522,634 \cdot \sin(10,630 \cdot t) \quad (20)$$



Obr. 7 Průběh výchylky y znázorněn v čase (autor 2011)

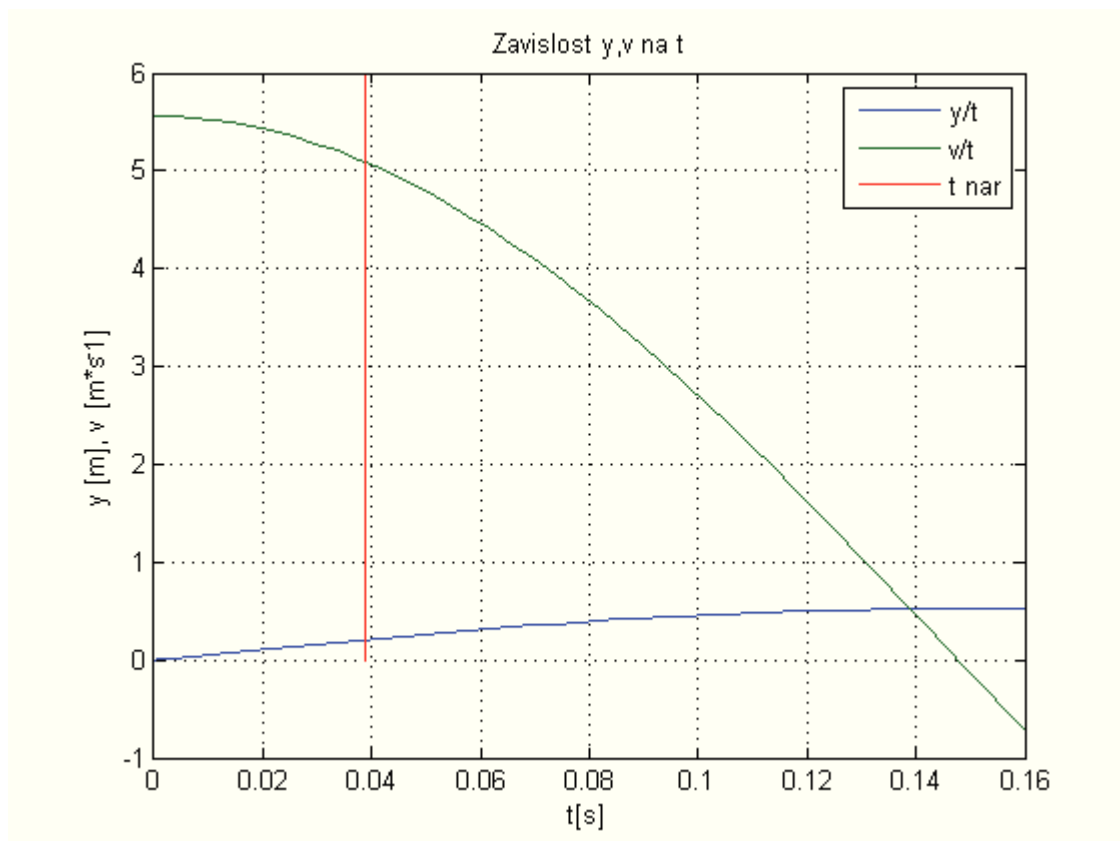
Obr.7 znázorňuje vypočtenou sinusovou závislost výchylky na čase, kde amplituda má hodnotu 0,522 m. Pro možnost pozdějšího porovnání s lineárním a nelineárním numerickým řešením je přiložen ještě obr.8, jež je výsečí z grafu na obr.7.

Obr. 8 Průběh výchylky y znázorněn v čase - detail (autor 2011)

Ačkoliv tento tvar řešení předpokládá kmitání v čase nekonečné, je zřejmé, že po prvním dotyku nárazníku lokomotivy a vagónu je další dráha omezena zdvihem pružin. Přesněji dráhou pružiny jedné, protože dle zákona akce a reakce budou pružiny na sebe působit stejně velkými avšak opačně orientovanými silami. Výpočet času nárazu a jeho zanesení do grafu bude předvedeno v další kapitole.

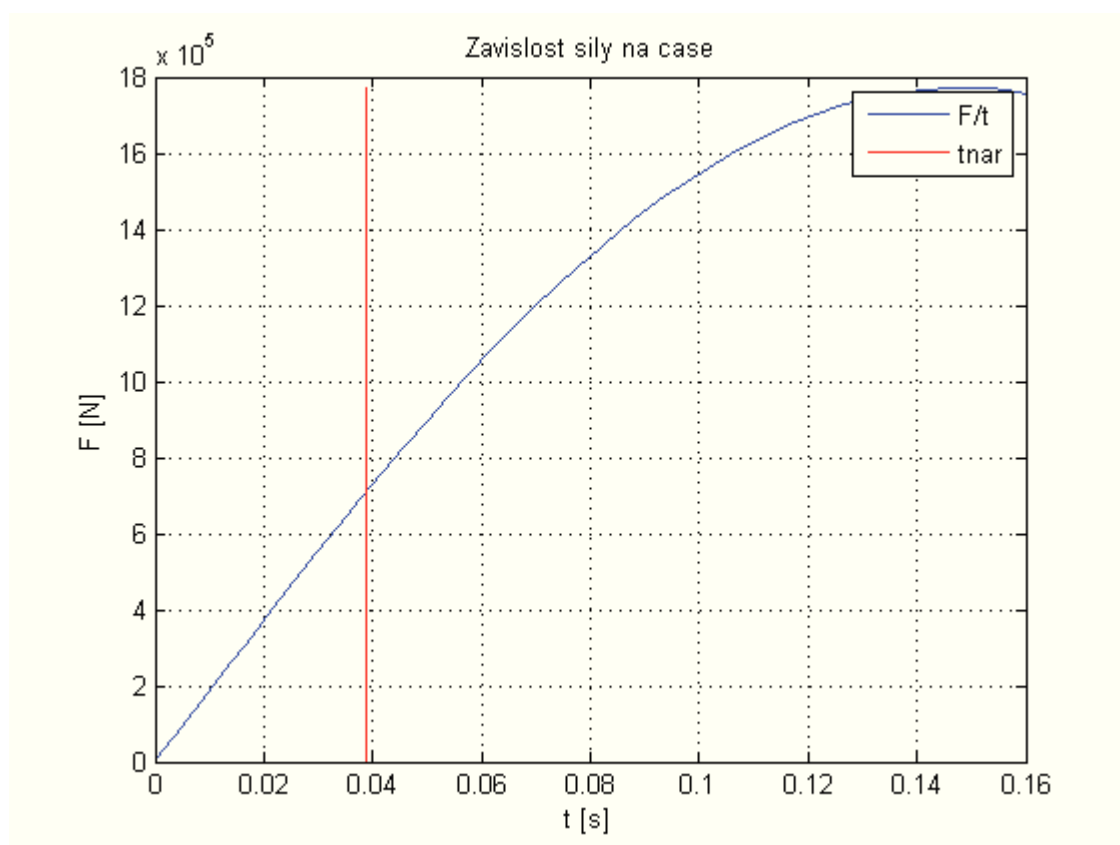
3.3 Numerické řešení

Lineární numerické řešení předpokládá konstantní tuhost pružiny. Aby byl průběh síly lineární po celou dobu výpočtu, je třeba uvažovat zdvih pružiny jako nekonečný. Nebo alespoň dostatečně dlouhý na to, aby došlo k zastavení lokomotivy. Potom ale musíme brát za přijatelné pouze řešení do úplného stlačení pružin. Čas, ve kterém se tak stane je na grafech označován jako t_{nar} a je vyznačen červeně. Numerické řešení je provedeno v Mathworks Matlab pomocí funkce pro řešení diferenciálních rovnic ode45.



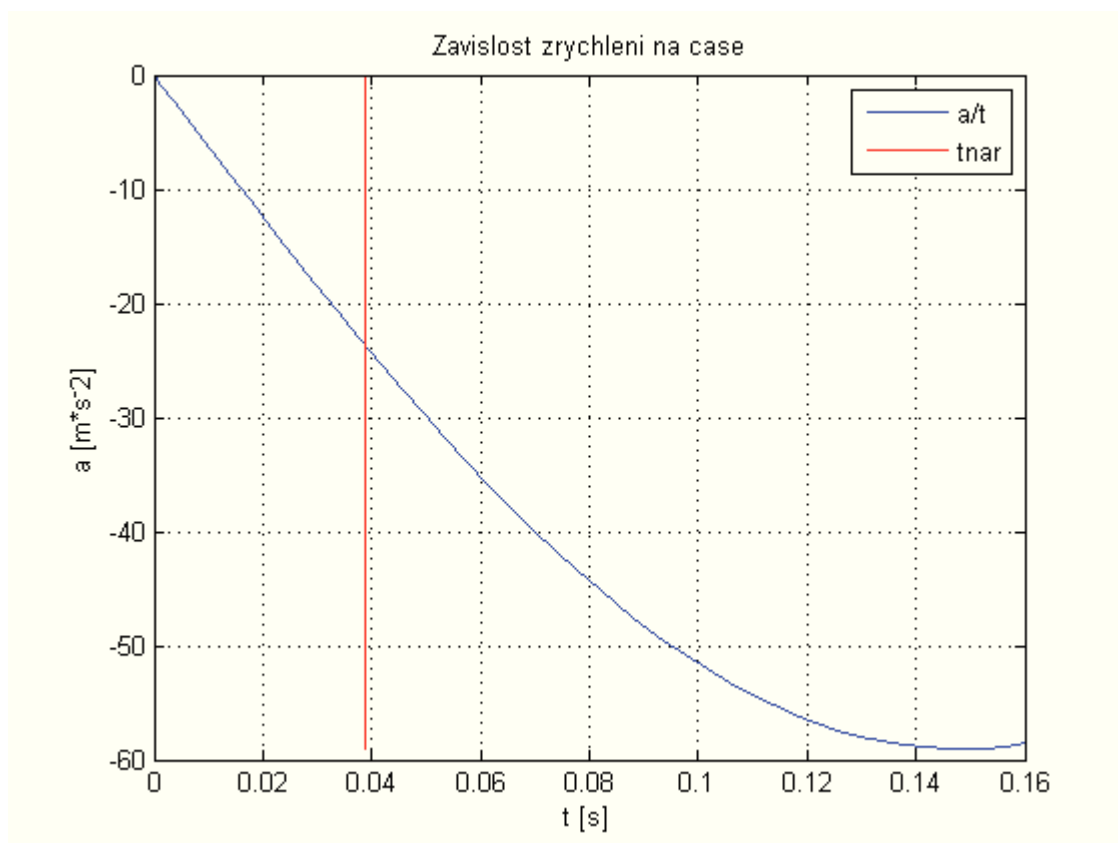
Obr. 9 Závislost dráhy a rychlosti na čase, červeně znázorněn čas úplného stlačení pružin (autor 2011)

Jak vyplývá z obr. 9, na dráze dané zdvihem obou pružin nárazníků lokomotivy a vagónu nedojde k zastavení lokomotivy, jen k nepatrnému snížení rychlosti na $5,087 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, tedy přibližně na 92% původní hodnoty. Čas, za který dojde ke stlačení pružin, je 0,039 s.



Obr. 10 Závislost síly na čase (autor 2011)

Na obrázku č.10 je zřejmá hodnota maximální síly, kterou jsou na sebe schopny působit pružiny nárazníků, za předpokladu lineárního řešení je rovna 711,8 kN.



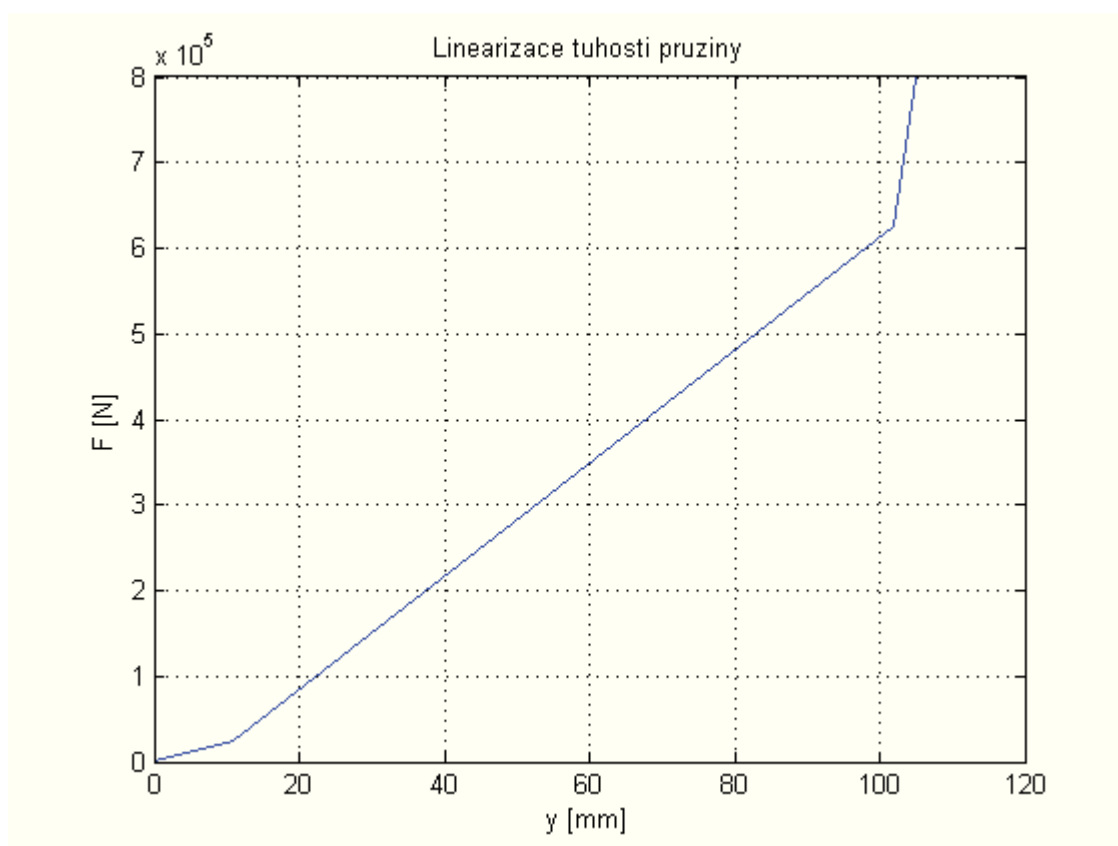
Obr. 11 Závislost zrychlení na čase (autor 2011)

Zrychlení v závislosti na čase vykazuje téměř lineární charakteristiku až do plného stlačení pružiny. Hodnota zrychlení v čase nárazu je $23,73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Pro lepší představivost je možno toto zrychlení vyjádřit v jednotkách gravitačního zrychlení potom tato hodnota odpovídá 2,419 g.

Z lineárního řešení vyplývá, že nárazník lokomotivy není schopen svou prací při daném zdvihu a tuhosti pružiny lokomotivu zastavit. Funguje zde tedy jen jako elastický člen pro malé rychlosti například při posunování vagónů. Je zřejmé, že zbytek kinetické energie bude muset pohltit rám a další deformační zóny lokomotivy. Zde však již lze předpokládat podstatný nárůst tuhosti a tím i zrychlení, které bude na lokomotivu v důsledku srážky vyvíjeno. Je třeba proto brát v potaz uchycení veškerých částí systému tak aby nemohlo dojít k jejich uvolnění během srážky.

4 Nelineární matematický model nárazu lokomotivy do pevné překážky

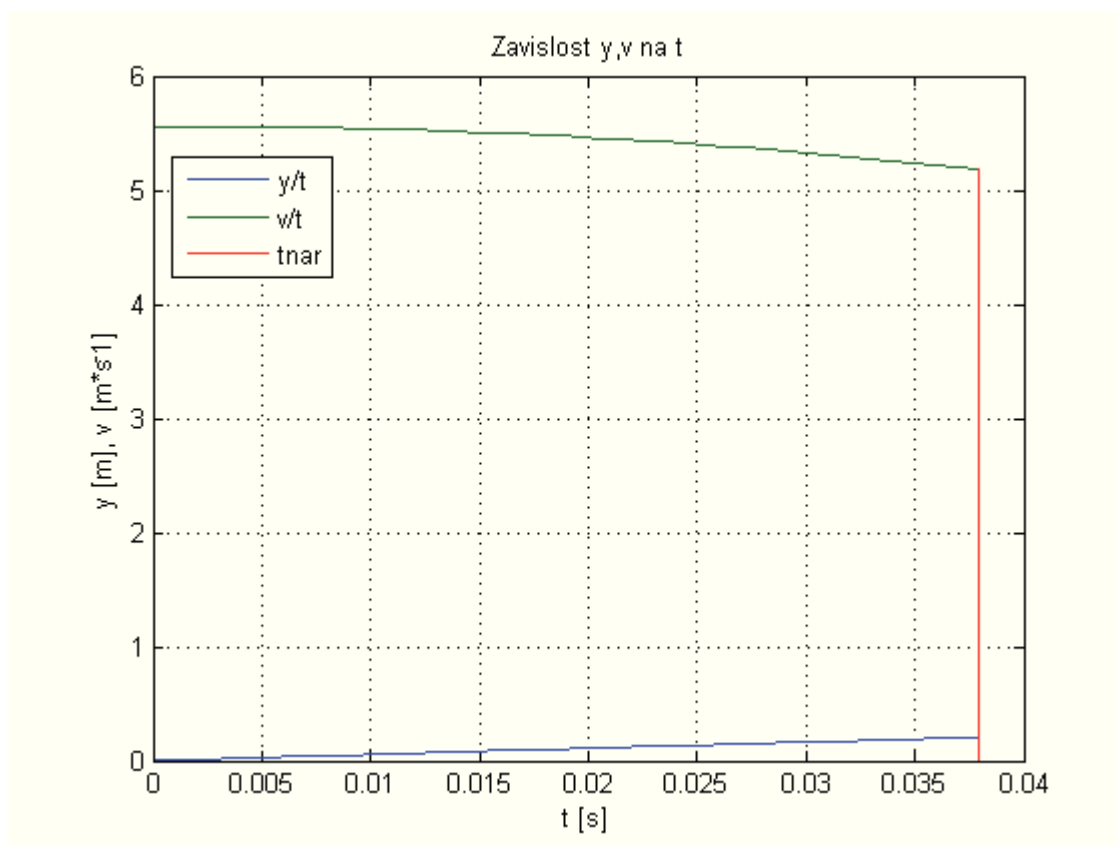
Nelinearita je v této práci dána progresivní charakteristikou pružiny v nárazníku jež byla v předchozí kapitole zlinearizována. Průběh má tvar spojitě funkce několikrát zalomené, přičemž v poslední fázi už stoupá směrem síla nárazníku velice strmě. Závislost vypružení je dána konstrukcí nárazníku. Celá jeho deformace je elastického charakteru.



Obr. 12 Progresivní nelineární charakteristika pružiny nárazníku (autor 2011)

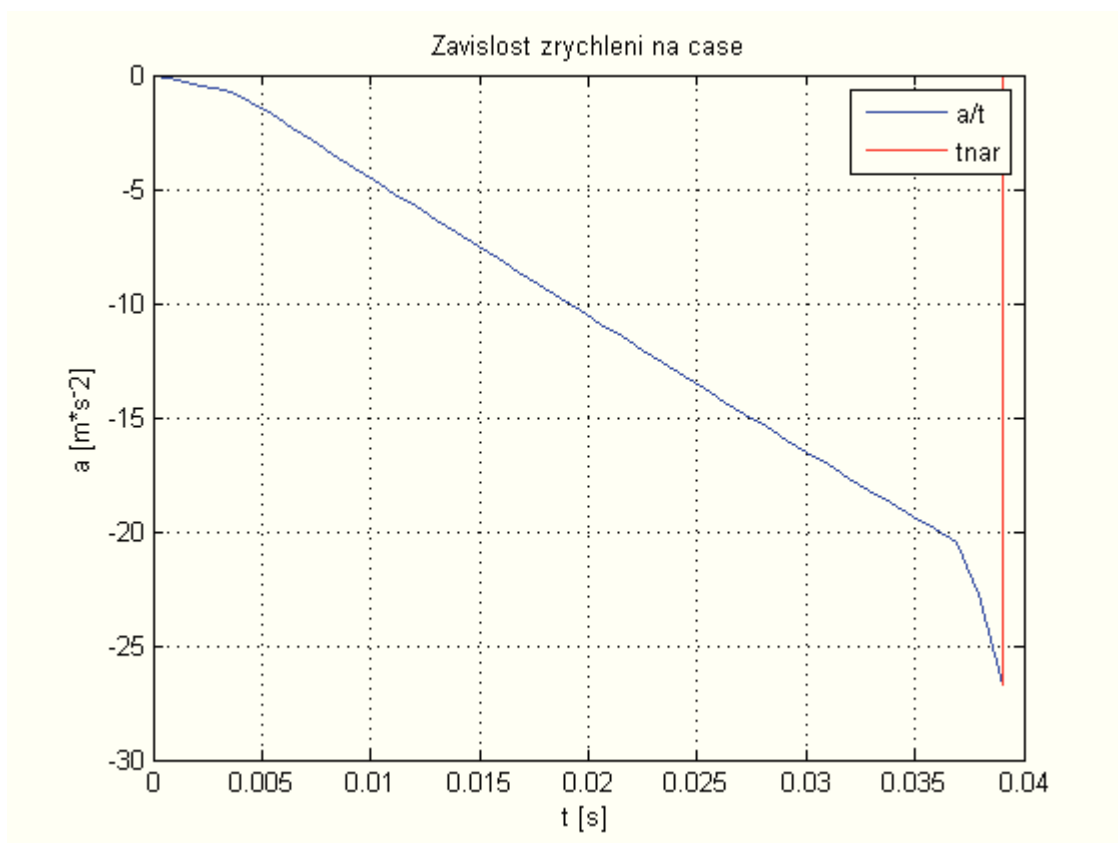
4.1 Numerické řešení

Numerické řešení je opět vypracováno v softwaru Matlab, kde je tuhost pružiny definována zlomovými body dle obrázku 12, a celá funkce je interpolována lineární metodou tak aby se co nejvíce blížila průběhu tuhosti, předepsané sestavním výkresem nárazníku.



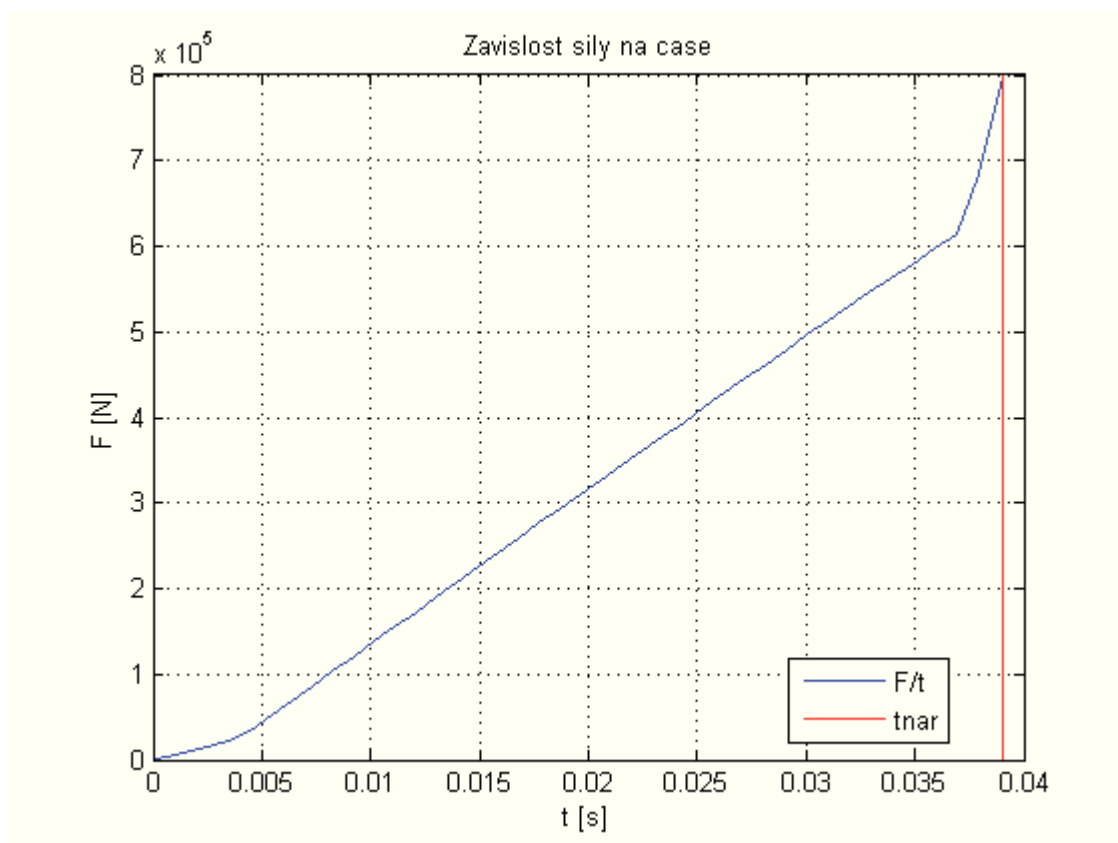
Obr. 13 Závislost výchylky a rychlosti na čase (autor 2011)

Jak je patrné z obrázku 13, čas od prvního dotyku nárazníku až po kompletní stlačení pružin nárazníků je přibližně stejný jako v případě lineární charakteristiky rozdíl činí 0,001 s ve prospěch lineárního modelu, koncová rychlost je v případě nelineárního modelu je přibližně stejná a to $5,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, což představuje 93% původní rychlosti.



Obr. 14 Závislost zrychlení na čase (autor 2011)

Průběh zrychlení získané nelineárním výpočtem, je přesnější, protože funkce popisující nelineární průběh pružiny v nárazníku se mnohem více blíží realitě. Mezní hodnota zrychlení, které ještě uděluje pružina svou direkční silou je $-26,66 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, což představuje hodnotu zpomalení 2,7 g. Jak již bylo zmíněno, tato hodnota zrychlení není největší, jaká bude v době srážky na lokomotivu působit. Po plném stlačení obou nárazníků se začnou deformovat deformační členy a rám lokomotivy a vagónu, jež je podstatně tužší, z čehož vyplývá hodnota zrychlení vyšší.

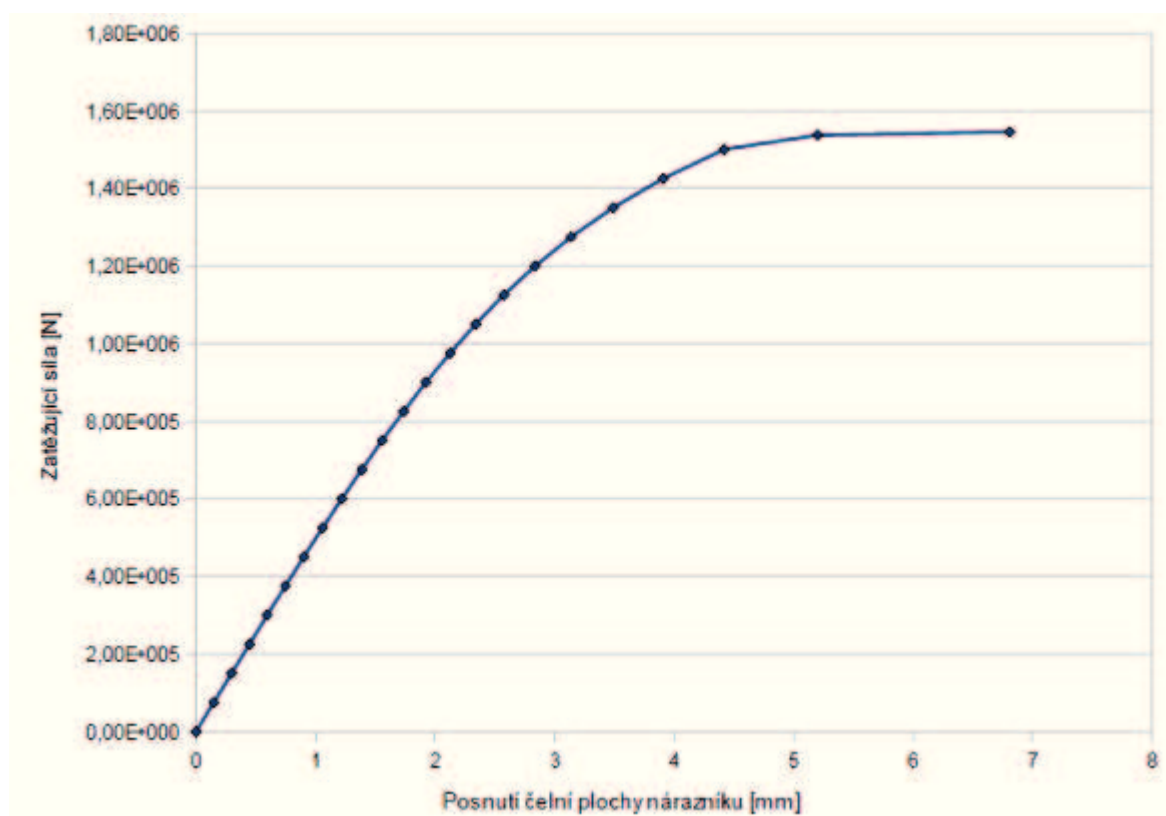


Obr. 15 Závislost síly na čase (autor 2011)

Dle obrázku 15 je maximální direkční síla pružin vyvinutá na konci zdvihu 800 kN.

4.2 Numerické řešení s ohledem na deformaci rámu lokomotivy

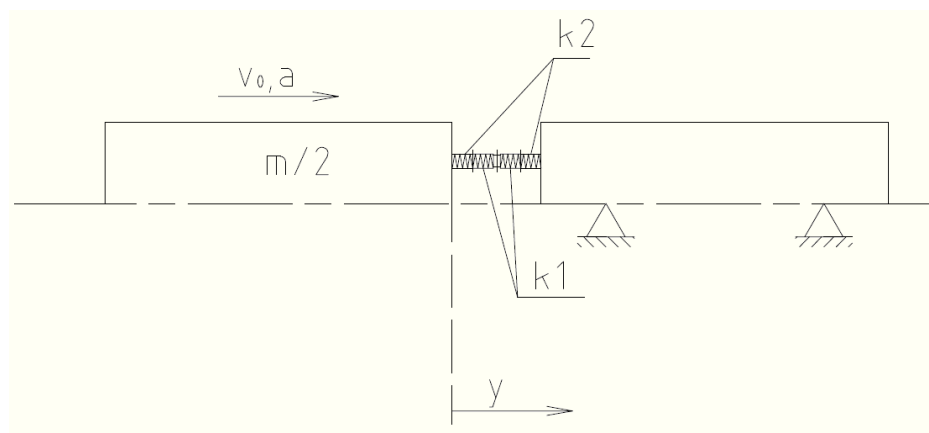
Vzhledem ke skutečnosti, že v reálném světě není nic absolutně tuhé, lze se domnívat, že v místě ve kterém je uchycen nárazník lokomotivy k jejímu rámu tomu nebude jinak. Deformační charakteristika rámu lokomotivy je nelineární, progresivní s mnohem vyšší tuhostí než v případě samotného nárazníku. Dle zákona akce a reakce se začne rám deformovat okamžitě po začátku stlačování pružiny nárazníku, nikoliv až po jeho úplném stlačení.



Obr. 16 Deformační charakteristika rámu lokomotivy (autor 2011)

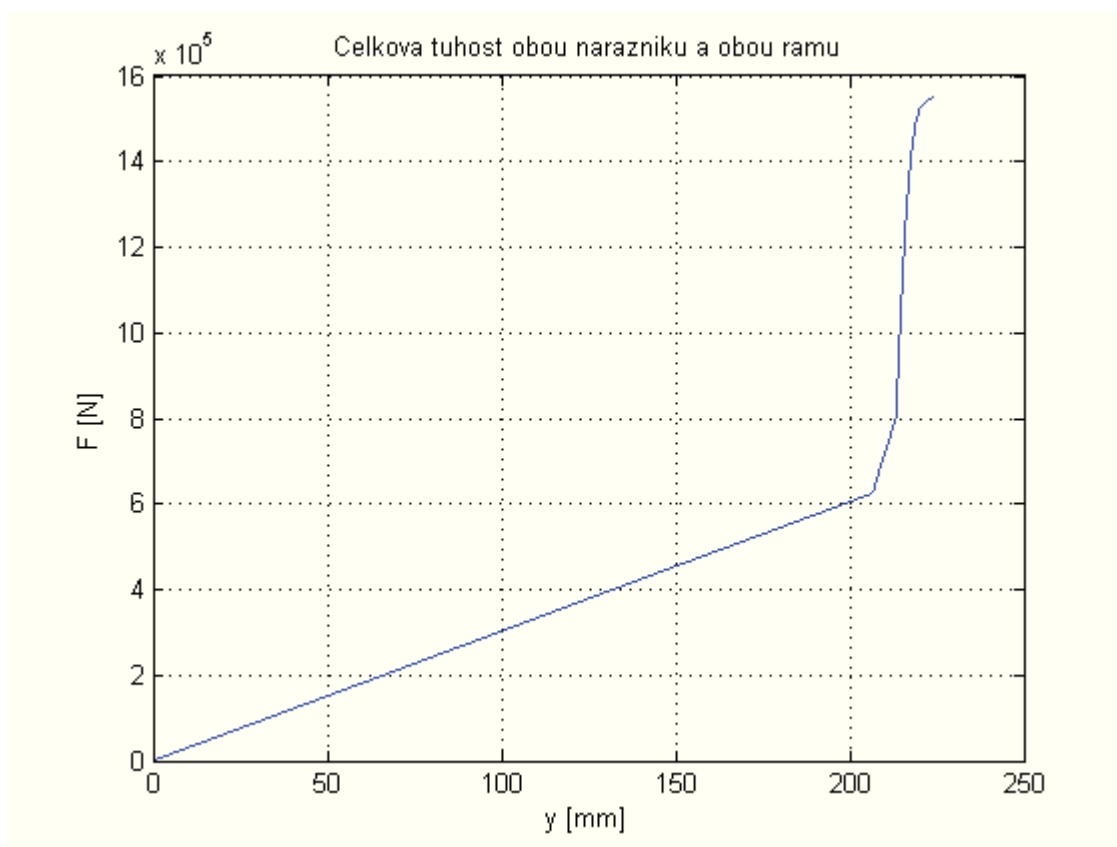
Deformační charakteristika rámu byla získána s laskavým svolením vedoucího BP.

V grafu na obrázku č. 16 je vynesena síla pouze do deformace rámu o hodnotě 7 mm, je třeba poznamenat, že větší deformace rámu již nemá za následek další zvyšování síly. Síla zůstává na hodnotě 1550 kN, a větší deformace už nehraje roli.



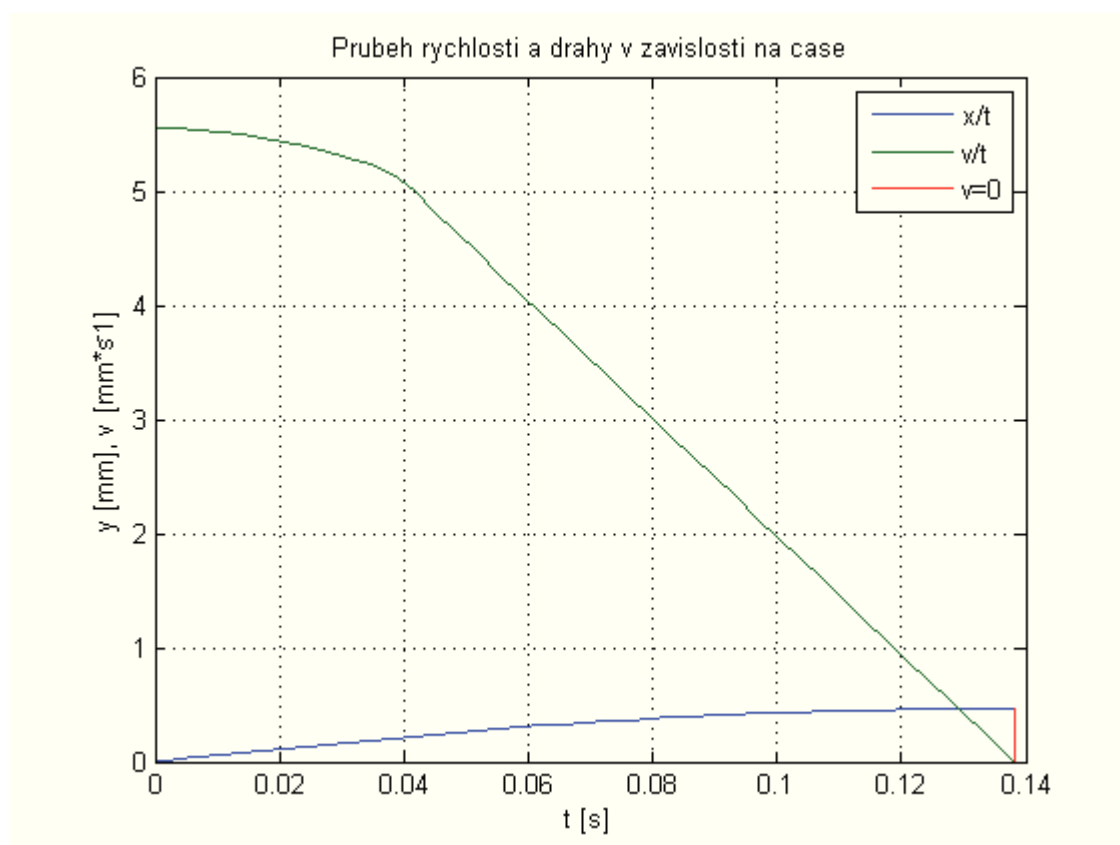
Obr. 17 Dynamický model soustavy (autor 2011)

Výpočtový model obsahuje celkem 4 nelineární pružiny: 2x pružinu s tuhostí k_1 obsaženou v nárazníku lokomotivy a vagónu a 2x pružinu o tuhosti k_2 zastupující rámy lokomotivy a vagónů. Z obrázku 17 je zřejmé, že výsledné posunutí lokomotivy je dáno superpozicí dílčích posunutí nárazníků a rámců lokomotivy a vagónů. Takto získanou celkovou tuhost všech pružných prvků lokomotivy použijeme dále pro výpočet posunutí, rychlostí a zrychlení v čase.



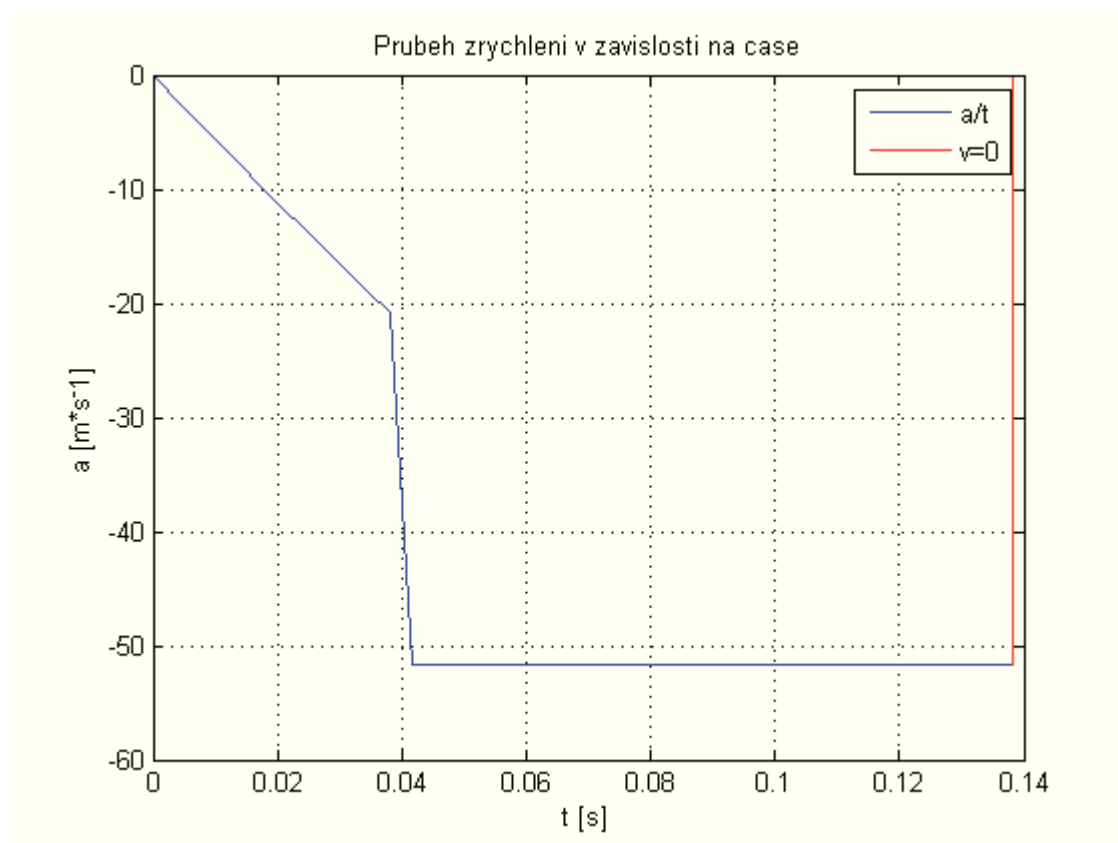
Obr. 18 Superpozice dílčích posunutí v závislosti na síle (autor 2011)

Obr. 18 představuje vypočítanou celkovou tuhost všech čtyř pružných členů, osa y zobrazuje zatěžující sílu, osa x je superpozicí všech čtyř dílčích posunutí. Nad hodnotu 224 mm je již síla konstantní a dosahuje hodnoty 1550 kN. Tato tuhost bude následně dosazena do diferenciální rovnice kmitání a numericky vyřešena.



Obr. 19 Časový průběh výchylky y a rychlosti (autor 2011)

Vzdálenost, na které lokomotiva zastaví je rovna 465,4 mm, v čase 0,1382 s, tato hranice je v grafu vyznačena červeně. Pokud vezmeme v úvahu součet všech deformačních členů lokomotivy a vagónu jejichž celková délka je 224 mm je jasné, že zbývajících 241,4 mm připadá jak na elastické tak i na plastické deformace a tedy i nevratné poškození rámu jak lokomotivy, tak i vagónu. Navíc hrozí i riziko zaklesnutí obou nárazníků do sebe a tedy i zpětného rázu, jemuž se budu věnovat v závěru BP.

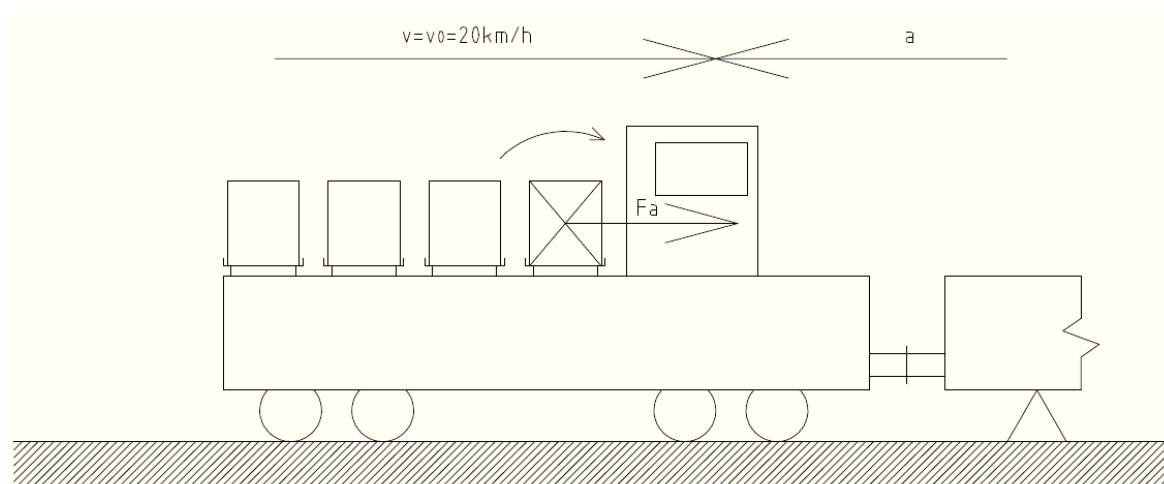


Obr. 20 Zrychlení v závislosti na čase (autor 2011)

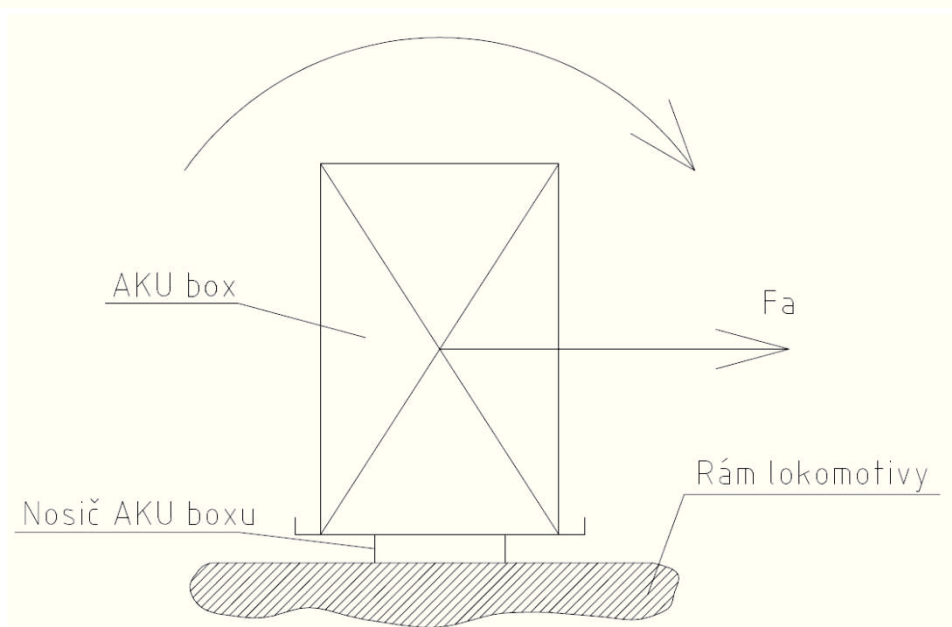
Co je však důležité z hlediska výpočtu překlopení baterií je průběh zrychlení v čase, který působí na lokomotivu. Jeho maximální hodnota dosahuje $-51,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, což v přepočtu znamená $-5,26 \text{ g}$.

5 Analýza překlopení AKU boxů vlivem nárazu

Vlivem D'Alembertovy síly, která bude po nárazu působit na AKU box, díky zpomalení lokomotivy, se začne AKU box naklánět. Mohlo by dojít k jeho překlopení a to by způsobilo deformaci kabiny řidiče která je situována právě před ním.



Obr. 21 Situace při nárazu (autor 2011)



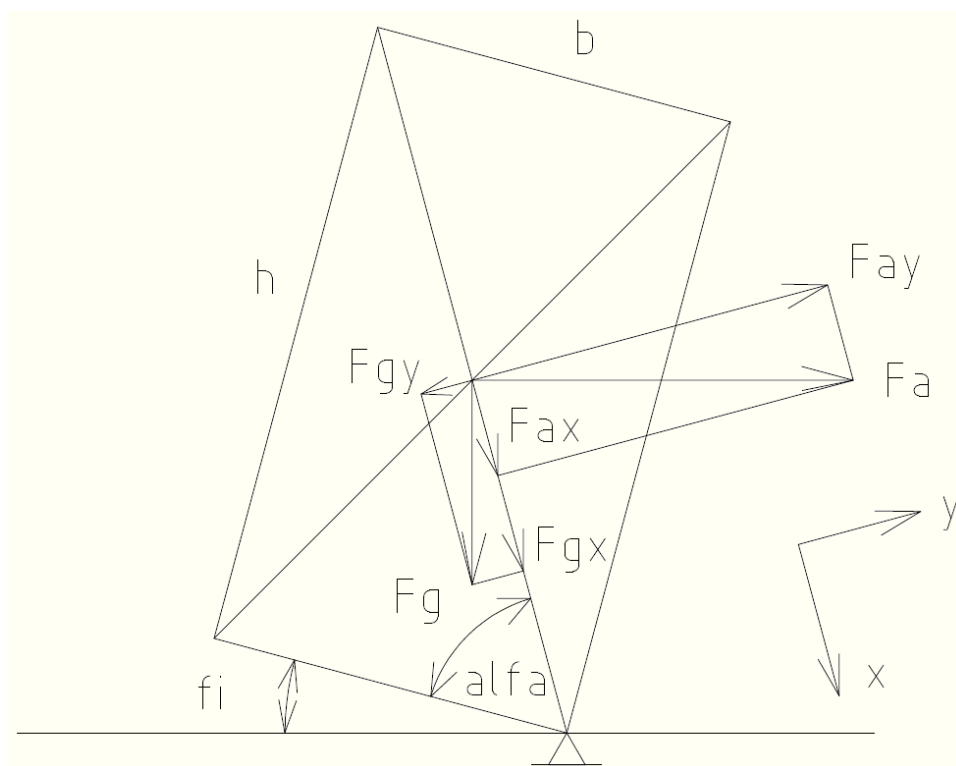
Obr. 22 Situace při nárazu - detail (autor 2011)

Vlivem zrychlení působícího na lokomotivu v čase srážky s vagonem, může dojít k překlopení baterií napájejících lokomotivu. Zda k tomuto jevu dojde lze zjistit dynamickým výpočtem rotace baterie. AKU box je kvádr, což znamená, že pro jeho překlopení je třeba rotovat kvádr okolo jeho rohu tak aby se jeho těžiště zvedlo do poloviny jeho úhlopříčky, neboli aby součet uhlu $\varphi + \alpha$ se rovnal alespoň 90° .

Parametry jednoho AKU boxu: váha: 2000 kg

výška: $h = 750$ mm

délka: $b = 603$ mm



Obr. 23 Působení sil na AKU box (autor 2011)

Stanovení momentu setrvačnosti AKU boxu

$$I_T = \frac{1}{12} m \cdot (h^2 + b^2) \quad (21)$$

Dle Steinerovy vety přepočteno k bodu A

$$I_A = \frac{1}{12} m \cdot (h^2 + b^2) + m \cdot \frac{(h^2 + b^2)}{4} \quad (22)$$

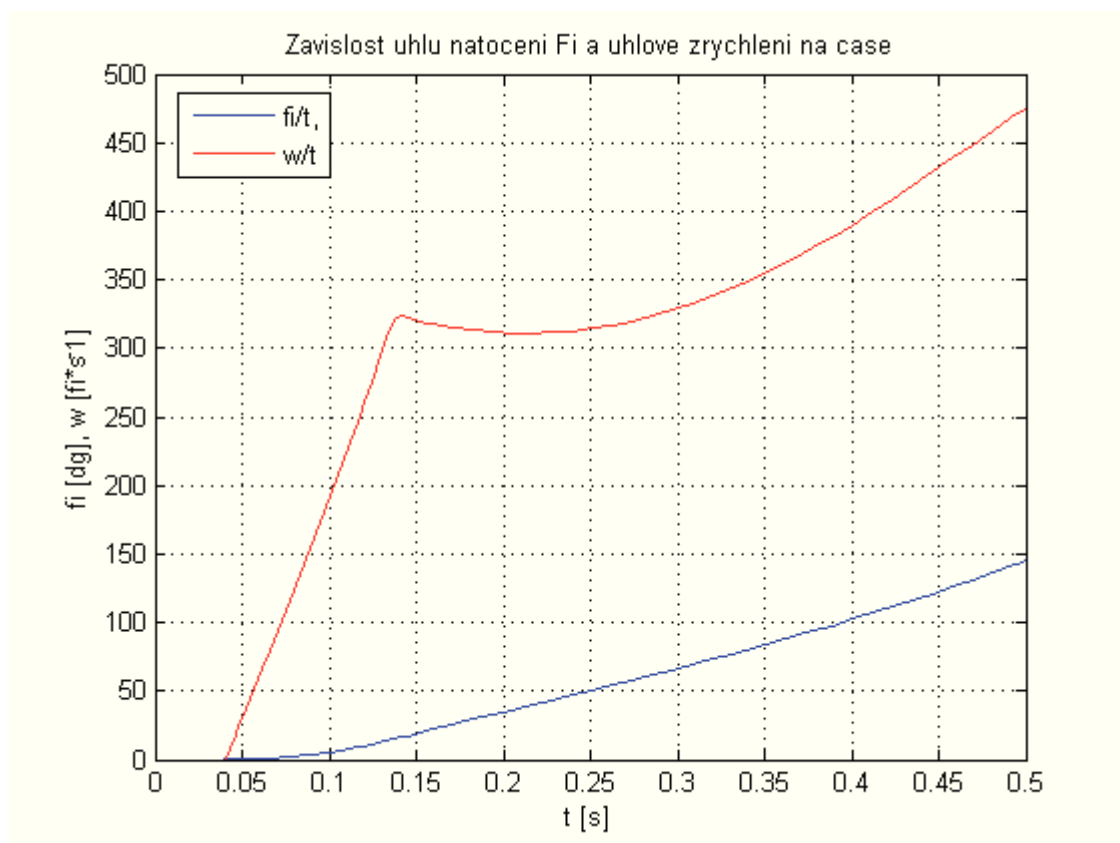
Dle obrázku 23 lze sestavit pohybovou rovnici pro rotaci AKU boxu

$$\sum M_A = F_a \cdot \frac{1}{2} \sqrt{h^2 + b^2} \cdot \sin(\alpha + \varphi) - F_g \cdot \frac{1}{2} \sqrt{h^2 + b^2} \cdot \cos(\alpha + \varphi) \quad (23)$$

$$I \cdot \ddot{\varphi} = F_a \cdot \frac{1}{2} \sqrt{h^2 + b^2} \cdot \sin(\alpha + \varphi) - F_g \cdot \frac{1}{2} \sqrt{h^2 + b^2} \cdot \cos(\alpha + \varphi) \quad (24)$$

$$kde: F_a = m_{akubox} \cdot a_{loko} , \quad F_g = m_{akubox} \cdot g$$

Po numerickém dořešení pohybové rovnice pro rotaci (24) dostaneme

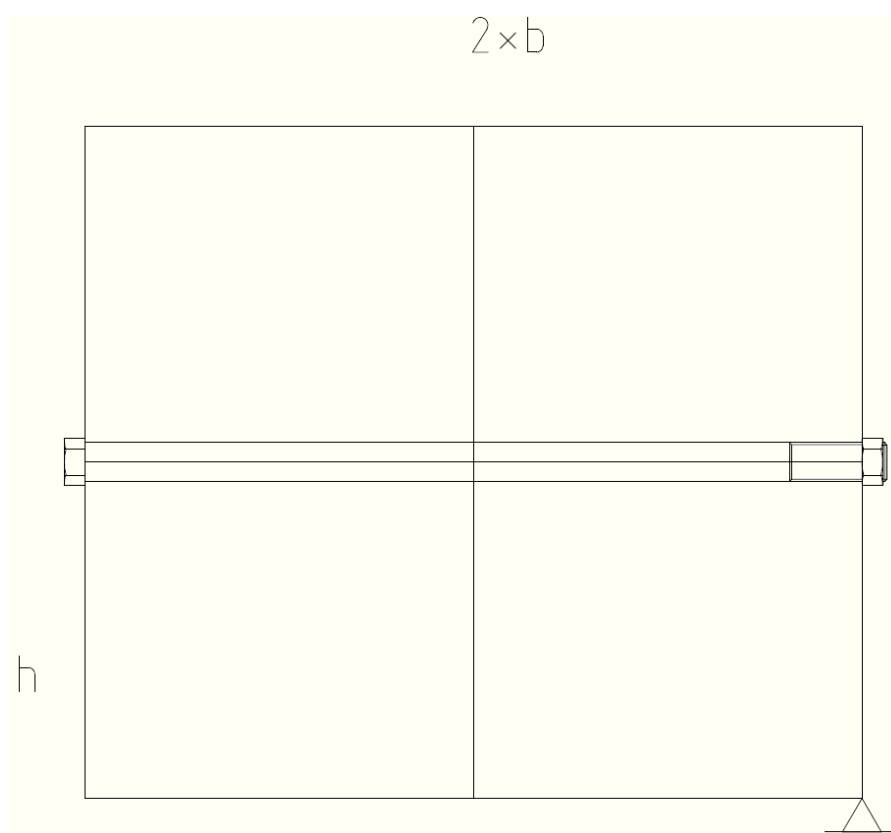


Obr. 24 Závislost natočení AKU boxu a jeho úhlové rychlosti na čase (autor 2011)

Graf průběhu natočení nezačíná v čase $t = 0$ s, protože na počátku působí na AKU box nulové zrychlení a díky tomu je AKU box překlápěn na opačnou stranu, graf tedy začíná v čase kdy se moment síly, generovaný zrychlením rovná momentu tvořeném silou gravitační a to $t = 0,0427$ s. Z grafu je zřejmé že k rotaci baterie dojde.

5.1 Zamezení překlopení AKU boxu

Jako nejjednodušší způsob zamezení překlopení baterie je možnost spojení několika z nich například průchozími šrouby. Díky tomu vznikne AKU box o dvojnásobné šířce b a hmotnosti m , ale stejné výšce h . Z řešení pohybové rovnice je zřejmé, že váha AKU boxu nemá na jeho rotaci žádný vliv. Pokud budeme tedy uvažovat 2 AKU boxy spojené pomocí průchozích šroubů, změní se délka b a tím se i posune těžiště, což je v našem případě působíště sil tvořících momenty.



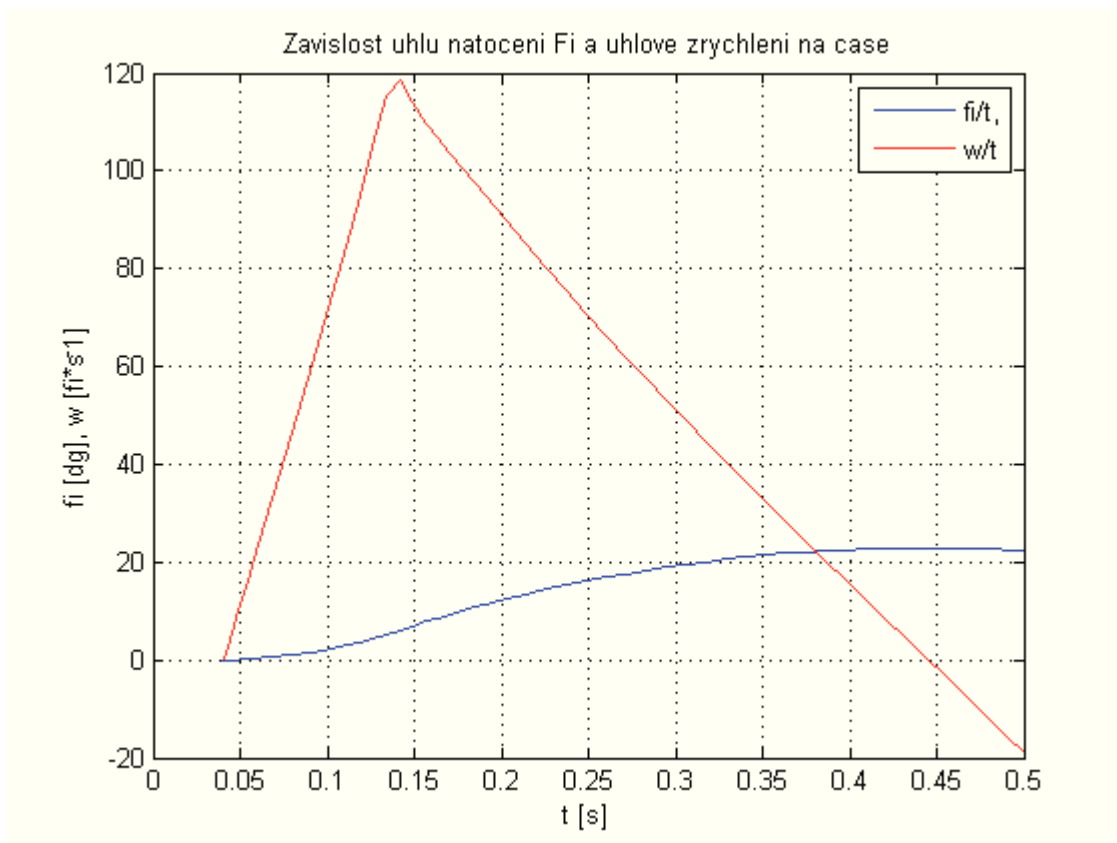
Obr. 25 Technické řešení spojení dvou AKU boxů (autor 2011)

Konstrukční řešení spojení obou baterií je značně variabilní, uvádím nejjednodušší způsob pomocí průchozího šroubu.

Pohybová rovnice se tedy změní

$$I \cdot \varepsilon = F_a \cdot \frac{1}{2} \sqrt{h^2 + 2 \cdot b^2} \cdot \sin(\alpha + \varphi) - F_g \cdot \frac{1}{2} \sqrt{h^2 + 2 \cdot b^2} \cdot \cos(\alpha + \varphi) \quad (25)$$

A po integraci následuje řešení

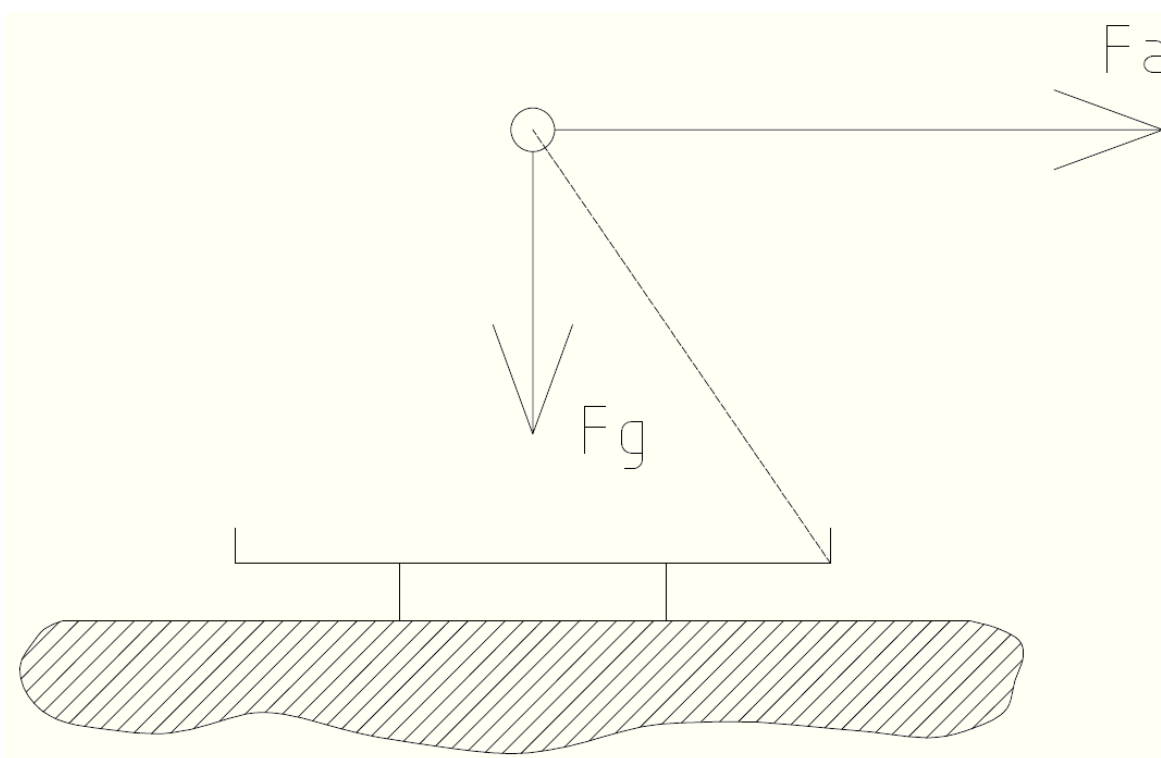


Obr. 26 Závislost natočení a úhlové rychlosti dvou spojených Aku boxů na čase (autor 2011)

Spojení dvou AKU boxů stačí k eliminaci překlopení. Obrázek č. 26 ukazuje že maximální hodnota naklopení AKU boxů bude $22,91^\circ$, což v součtu s úhlem $\alpha = 31,87^\circ$, dává úhel pod kterým se nachází těžiště kvádrů. Ten jak bylo řečeno, musí dosahovat 90° pro překlopení, v tomto případě se úhel rovná $54,78^\circ$. Vychýlená baterie se po zastavení lokomotivy vlivem gravitační síly zase víceméně usadí na své původní místo.

6 Pevnostní kontrola konstrukce nosičů AKU boxů

Zatížení nosičů AKU boxů je patrné z obrázku č. 27. Nosiče jsou konstruovány jako svařence z profilu L. Kde v D'Alembertově síle $Fa = m_{akubox} \cdot a_{lokomotivy}$ je nutno, za zrychlení lokomotivy dosadit největší zrychlení které lokomotiva dosahuje: $51,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.



Obr. 27 Zatížení nosiče AKU boxu (autor 2011)

$$Fa = m_{akubox} \cdot a_{lokomotovy-max} \quad (26)$$

$$Fg = m_{akubox} \cdot g$$

Pevnostní kontrola nosiče AKU boxu nebude provedena, z časových důvodů.

7 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo zhodnocení vlivu srážky lokomotivy a vagónu na konstrukci nosiče AKU boxu. Základem bylo stanovení lineárního analytického řešení. Proto byla provedena linearizace pružin v náraznících lokomotivy a vagónu. Řešení je znázorněno na obrázku č.8 a následně sloužilo jako kontrola dalších numerických výpočtů. Následně bylo numericky za pomoci SW Mathworks Matlab vypracováno lineární řešení odezvy pružin nárazníků na srážku lokomotivy s vagónem. Numerické lineární řešení se shodovalo s řešením analytickým a tím byla potvrzena jeho správnost. Byl tak získán čas plného stlačení pružin a to 0,039 s, viz. obrázek č.9. Rychlost lokomotivy poklesla z původních $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ jen nepatrně na 92 %, což jasně prokázalo, že nárazníky nebudou schopny lokomotivu zastavit.

Bylo tedy nutno vzít v úvahu nelineární řešení, při kterém byla očekávána nižší koncová rychlost lokomotivy. Po provedení výpočtu se ukázalo, že nárazníky nebyly schopny lokomotivu zastavit viz. obrázky č.13-15. Koncová rychlost lokomotivy byla přibližně stejná jako při lineárním řešení, stejně jako čas plného stlačení pružin.

Protože lokomotiva pokračovala dále v pohybu, následovalo řešení, při kterém se po plném stlačení pružin dále deformovaly rámy lokomotivy a vagónu. Tato úvaha přinesla uspokojivé řešení a lokomotiva se zastavila na dráze dlouhé 465,4 mm (obrázek č.19), z toho 241,4 mm představovaly plastické a elastické deformace rámu. Čas od prvního kontaktu lokomotivy s vagónem po úplné zastavení byl stanoven na 0,138 s. Zároveň byl také získán časový průběh zrychlení znázorněného na obrázku č.20.

Hodnoty zrychlení rozložené v čase, po který probíhalo zpomalování lokomotivy, byly nutné ke stanovení odezvy AKU boxů na srážku. Nebezpečí spočívalo v překlopení AKU boxů na kabinu řidiče, která byla před nimi. Po aplikaci sil působících na AKU box během srážky (znázorněno na obrázku č.23), došlo k jeho nepřipustné rotaci směrem ke kabině. Jako výhodné řešení této situace bylo zvoleno spojení dvou AKU boxů. Zvětšila se tak

délka základny a snížilo těžiště, což mělo za následek malé naklopení spojených AKU boxů během srážky. Po úplném zastavení lokomotivy se AKU boxy vrátily do výchozí polohy (obrázek č.26).

Po stanovení odezvy AKU boxů na srážku lokomotivy a vagónu měla následovat pevnostní kontrola jejich nosičů. Síly působící na nosič jsou vyobrazeny na obrázku č.27. Samotnou kontrolu nebylo možné z časových důvodů provést a tak ji navrhuji jako součást navazující diplomové práce. Zároveň by bylo možné uvažovat vagón jako pohyblivý, a reagující rozjezdem na srážku s lokomotivou.

Seznam obrázků

- Obr. 1 Náčrt situace: autor 2011. str.[8]
- Obr. 2 Kvadratická linearizace: BREPTA, R; PUST, L; TUREK, F. *Mechanické kmitání*. Praha: Sobotáles, 1994. 589 s. str.[12]
- Obr. 3 Metoda Runge-Kutta: KNEIP, Laurent. *Http://www.laurentkneip.de/* [online]. 2010, 2010 [cit. 2011-05-22]. Autonomous Systems Lab. Dostupné z WWW: <http://www.laurentkneip.de/pendulum_files/content.html>. str.[13]
- Obr. 4 Rozbor úlohy: autor 2011. str.[15]
- Obr. 5 Doplnění sil: autor 2011. str.[16]
- Obr. 6 Linearizace progresivní pružiny: autor 2011. str.[17]
- Obr. 7 Průběh výchylky y znázorněn v čase: autor 2011. str.[19]
- Obr. 8 Průběh výchylky y znázorněn v čase – detail: autor 2011. str.[20]
- Obr. 9 Závislost dráhy a rychlosti na čase, červeně znázorněn čas úplného stlačení pružin: autor 2011. str.[21]
- Obr. 10 Závislost síly na čase: autor 2011. str.[22]
- Obr. 11 Závislost zrychlení na čase autor 2011: autor 2011. str.[23]
- Obr. 12 Progresivní nelineární charakteristika pružiny nárazníku: autor 2011. str.[24]
- Obr. 13 Závislost výchylky a rychlosti na čase: autor 2011. str.[25]
- Obr. 14 Závislost zrychlení na čase: autor 2011. str.[26]

Obr. 15 Závislost síly na čase: autor 2011. str.[27]

Obr. 16 Deformační charakteristika rámu lokomotivy: autor 2011. str.[28]

Obr. 17 Dynamický model soustavy: autor 2011. str.[28]

Obr. 18 Superpozice dílčích posunutí v závislosti na síle: autor 2011. str.[29]

Obr. 19 Časový průběh výchylky y a rychlosti: autor 2011. str.[30]

Obr. 20 Zrychlení v závislosti na čase: autor 2011. str.[31]

Obr. 21 Situace při nárazu: autor 2011. str.[32]

Obr. 22 Situace při nárazu - detail. str.[32]

Obr. 23 Působení sil na AKU box: autor 2011. str.[33]

Obr. 24 Závislost natočení AKU boxu a jeho úhlové rychlosti na čase: autor 2011. str.[35]

Obr. 25 Technické řešení spojení dvou AKU boxů: autor 2011. str.[36]

Obr. 26 Závislost natočení a úhlové rychlosti dvou spojených AKU boxů na čase: autor 2011. str.[37]

Obr. 27 Zatížení nosiče AKU boxu: autor 2011. str.[38]

Seznam použité literatury

BREPTA, R; PUST, L; TUREK, F. *Mechanické kmitání*. Praha : Sobotáles, 1994. 589 s.

VINOGRADOV, O. *Fundamentals of Kinematics and Dynamics of Machines and Mechanisms*. London: CRC Press, 2000

COOK, D. *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. 1st printing. United States of America: John Wiley & sons, Inc., 1995. 320 s. ISBN 0-471-10774-3

KOLÁR, V; NEMEC, I; KANICKÝ, V. *FEM - Principy a praxe metody konečných prvků*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9